
Rediseño y fabricación de reductor de engranes y sistema de suspensión de vehículo todo terreno baja SAE

Luis Vidal Pórtilla, Juan Miguel Díaz Mendoza, Jesus M. Silva Aceves, Carlos Felipe Ramirez Espinosa, Rossana Villegas

Universidad Autónoma de Ciudad Juárez

RESUMEN

Este proyecto tiene el propósito de rediseñar el reductor de engranes y suspensión de un vehículo todo terreno. El rediseño del vehículo estará enfocado a mejorar varios aspectos del desempeño global. Por lo tanto se establecieron varios objetivos los cuales son los siguientes: mejorar el desempeño con un rediseño de un nuevo reductor de engranes; diseñar un nuevo sistema de suspensión; diseñar un nuevo sistema de dirección para mejorar la maniobrabilidad. Basados en estos objetivos se realizara la modificación del diseño de los dos sistemas. Los componentes de los sistemas se serán fabricados utilizando procesos manuales y automáticos tipo CNC. En los casos que el diseño recomiende componentes ya existenes se realizara una adaptación de estos. El proceso de diseño fue basado en las reglas que publica la sociedad de ingenieros automotrices de estados unidos (SAE). Esta reglas establecen lo requerimientos mínimos del diseño con el objetivo de cumplir con seguridad del piloto en la competencia. El diseño fue enfocado a obtener un vehículo que fuera mas ligero; el proyecto fue terminado en tiempo. El vehículo realizo pruebas de desempeño y resistencia básicas que cumplían con los objetivos propuestos. como se menciona anteriormente y se obtuvo de acuerdo a los resultados.

Palabras clave: Engranes, Vehículo todo terreno, SAE, Diseño.

INTRODUCCIÓN

Diseño automotriz es una de las áreas donde se aplican los conocimientos de ingeniería en varios sistemas como chasis, análisis estructural, diseño de mecanismos (frenos, transmisión, dirección), análisis de esfuerzos, la selección de materiales y de fabricación.

El proceso de diseño de componentes es fundamental para el rendimiento del producto, ya sea en la fase de prototipo o en la fase de ejecución antes de pasar a la producción. Dado que el rendimiento del producto es un elemento clave, las características de los componentes materiales y tolerancias dimensionales son

clave para cumplir con este requisito en el diseño final.

La selección del material se basa en varios aspectos como resistencia, dureza, costo, tolerancias y otros, la fase de diseño debe apuntar para seleccionar la mejor opción que cumpla con los requisitos y el costo del producto. Las tolerancias de los componentes juegan un papel clave en el material por elegir. El proceso de diseño también debe encontrar el mejor resultado para satisfacer los criterios de la vida del producto, que está vinculado a la garantía del producto. Teniendo en cuenta la metodología del proceso de desarrollo de la tolerancia del producto de Creveling (1997),

señala las áreas en las que el diseño debe ser validado antes de ser liberado a la fabricación, esto también debe aplicarse al diseño de componentes.

El análisis del montaje de transmisión, donde el diseño de un eje y la chaveta del prototipo después de las pruebas fallaron, ha señalado la cuestión de la selección del material adecuado o análisis de esfuerzos, así como si se cumplió la validación adecuada para un rendimiento de por vida .

Las características del material

Durante el proceso de diseño del componente, la selección de materiales es clave desde el punto de vista de rendimiento y costo. El diseño debe tratar de satisfacer ambos criterios para asegurar las necesidades del cliente. Sin embargo se sabe que el diseño final debe equilibrar ambos. En el diseño mecánico generalmente los valores seleccionados corresponden a los valores de tablas de valores establecidas proporcionadas como normas generales, sin embargo un análisis más detallado de datos se debe realizar para utilizar los datos que proporcionarán el rendimiento de los componentes así como la vida del producto.

Algunas de las características que serán discutidas en el documento están relacionadas con el estrés normal y el esfuerzo cortante que también están relacionados con los requisitos de resistencia y vida útil del producto.

Tensiones normales y esfuerzos cortantes

En el diseño de componentes mecánicos, un análisis adecuado de tensiones normales y esfuerzos cortantes que

actúan en el componente son necesarios para determinar la selección de materiales .

Tensiones normales. Las tensiones normales están relacionadas principalmente con cargas axiales y de flexión El análisis de estos en un eje es necesario porque podría aumentar su valor si la concentración de tensión se hizo presente.

Esfuerzo cortante. El esfuerzo cortante es causado por carga de corte y carga de torsión en un eje.

Analisis de resistencia y confiabilidad

En el desarrollo real del producto, la resistencia y la fiabilidad son muy importantes para el rendimiento del producto, así como para el nombre del producto. El análisis del eje de la transmisión se comparará con desde puntos de vista mecánicos y estadísticos .

Rediseño de suspensiones y dirección

El rediseño de suspensiones y dirección también era necesaria ya que durante la prueba y el rendimiento la varilla de extremo superior del vehículo se rompió haciendo que el vehículo se detenga. Este fue un gran fracaso ya que el vehículo necesitaba ser reemplazada la barra final.

El tipo de suspensión apoyará para mejorar el rendimiento del vehículo.

Ambas secciones delantera y trasera era necesaria de analizar con el fin de rediseñar a un diseño más robusto.

El diseño actual se basa en un doble brazo tipo A con una barra Chromoly con el fin de soportar cargas dinámicas.

Sistema de dirección

El sistema de dirección es parte de la suspensión y es un elemento clave en la maniobrabilidad del vehículo. Un elemento importante fue el mecanismo de dirección que reducirá el manejo del volante. La inflexión actual era $\frac{3}{4}$ de vuelta, que era razonable en el desempeño pasado.

El tipo de dirección en el diseño actual es Ackerman, que se considera como concepto general para vehículos de cuatro ruedas.

El diseño deberá permitir maniobrar al vehículo en la mayoría de las condiciones en el rendimiento fuera de la carretera. Puesto que hay una necesidad de reducir el peso, el rediseño también debería considerar un componente en el sistema de dirección necesario para rediseñar o utilizar un sustituto comercial disponible. El piñón y cremallera dirigirán al vehículo sobre la base de cálculo de Ackerman, por lo que es importante en el proceso de diseño completo.

MÉTODOS

El prototipo de conjunto de transmisión fue diseñado para soportar, como mínimo 50 hrs que no fueron cumplidas. El fracaso se produjo aproximadamente a las 30 hrs. La falla fue debida a un esfuerzo cortante. Sin embargo después de la revisión de las condiciones de una carga de corte de marcha atrás estaba actuando en la llave, lo que deja al fracaso debido a la posible fatiga. El análisis preliminar indica que la carga estática tenía un factor de seguridad (FS) de 3.78. Al revisar el rendimiento de la transmisión parece ser que los valores del esfuerzo de torsión deben ser analizadas para determinar la carga correcta del ensamblaje del eje que

falló. La fluctuación de la torsión se considera la razón principal para el fracaso tensión del esfuerzo cortante. El proceso de fatiga es fundamental para el rendimiento y la resistencia del producto.

El eje se muestra en la figura 1 fue fabricado con acero SAE 4140 de una aleación de cromo-molibdeno, que es considerada una aleación de alta resistencia. Los valores de rendimiento de estrés para esta aleación son listados en Mott (2007) y se muestran en la tabla 1.

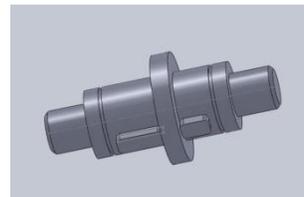


Fig. 1. Conjunto de eje

Tabla 1

Designación	Fuera Maxima		Fuera de Rendimiento	
	118KPSI	814MPa	101KPSI	696MPa
4140 OQT1300				

El análisis de tensión preliminar considerará puro esfuerzo cortante después de una comparación de fatiga y resistencia. El eje está montado en la parte central de la transmisión donde se encuentra la falla. Las ecuaciones consideradas para el análisis evaluaron los valores de tensión que actúan en el ensamble SAE BAJA (UACJ, 2011).

El esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante se considera un elemento clave en el ensamble clave del engranaje del eje de torsión, ya es la principal carga que actúa sobre el montaje. Además del comportamiento del eje debido

al esfuerzo cortante y a la flexión, la carga es importante para el análisis de la tensión inicial de corte, ya que el dimensionamiento y la fabricación del eje son críticos para la dimensión clave que puede conducir a la concentración de la tensión.

$$\tau = V/A \quad (1)$$

El rendimiento del motor proporcionará los valores de la torsión en el conjunto de engranajes y el uso de la relación de los engranajes hará una estimación del esfuerzo de torsión en cada engranaje así como una carga de corte en la eje clave. Las especificaciones del motor fueron tomados de la página web de Briggs & Stratton para el modelo de motor 205432-0536 -E9.

La fatiga y análisis de resistencia

La siguiente parte es analizar el conjunto desde un punto de vista diferente. La mayor parte del conocimiento de la fatiga y la resistencia se ha hecho en la flexión y en la carga axial, produciendo tensiones normales, que los datos disponibles son principalmente en la condición o carga axial flexión. De la teoría Mohr se utilizará la relación de:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{yd} \quad (2)$$

Si utilizamos esta relación para determinar la tensión de corte final para construir el diagrama de la fatiga tendremos:

$$\tau_{ul} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{ul} \quad (3)$$

Ahora bien, esto se conectará a las ecuaciones de fatiga que requieren establecer valores de tensión en el que el conjunto de eje - clave se está realizando.

Una de las consideraciones de fatiga o predicción de resistencia es utilizar el valor de la tensión media o valor de rango medio que actúa sobre la pieza y comparar a la tensión alterna. El diagrama de la fatiga considera diferentes criterios tales Goodman, Gerber, Soderberg y la línea ASME- elíptica. El diagrama se desarrollará utilizando la carga de corte considerado en la referencia anterior (Rothbart, 2006). Para este caso se utilizará el criterio de Goodman modificado. Las ecuaciones para el análisis son:

$$Ssa/Sse + Ssm/Ssut = 1 \quad (4)$$

$$\sigma_a/Sse + \sigma_m/Ssut = 1/FS \quad (5)$$

$$y \quad Sa/Ssy + Ssm/Ssy = 1 \quad (6)$$

Consideraciones sobre la fiabilidad

Uno de los elementos a tener en cuenta en el análisis fue la fiabilidad del ensamblaje por un período específico de tiempo,

El plazo propuesto fue de al menos 50 horas para evaluar el rendimiento del ensamblaje. Durante este tiempo, dos componentes fallaron debido a la concentración de esfuerzos y la fatiga en la caja de cambios y la suspensión se consideró el ciclo de amortiguación para también más de 50hrs.

Una consideración para mejorar la fiabilidad fue el uso de ensambles comerciales para minimizar el fracaso.

Suspensión y dirección.

El rediseño de la suspensión fue necesario debido a fallas en el extremo de la barra durante la prueba dinámica. El modelo

final de la rótula utilizado para esta aplicación fue un 7/16 de alta resistencia (Chromoly), que tenía la calificación de 9.544 libras de carga de estática. Nuestro diseño se basó en el peso del vehículo de 544 libras, teniendo en cuenta esta carga al extremo de la varilla tenía un factor de carga de 9 para carga estática. La figura 2 muestra un sistema de suspensión doble A que muestra la posición de la bola de extremo de unión.

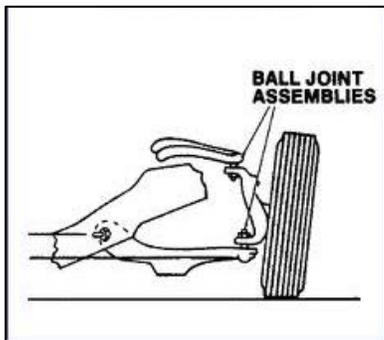


Fig. 2. Suspensión doble A.

La carga parcial actúa en el extremo de la articulación de rótula superior e inferior que pueden causar un fallo debido a un cambio de carga dinámica si el amortiguador no es diseñado correctamente para amortiguar las cargas dinámicas (figura 3).



Fig. 3. Amortiguador en la suspensión.

El diseño actual no se comportó de acuerdo a la carga calculada y un factor fue considerado, como el sistema de viajes que causó una sobrecarga en el extremo de la barra superior. Por lo tanto el modelo físico para la amortiguación de un sistema de suspensión se muestra en la figura 4.

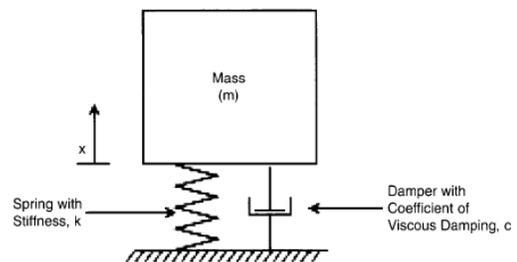


Fig. 4. Modelo de vibración masa-resorte con amortiguamiento.

El modelo matemático para el sistema anterior es la EDO de la siguiente manera :

$$X'' + X'c/m + Xk/m = 0 \quad (7)$$

La solución general de la EDO es:

$$x = e^{-(c/2m)t} \left(A e^{\sqrt{(c/2m)^2 - k/mt}} + B e^{-\sqrt{(c/2m)^2 - k/mt}} \right) \quad (8)$$

El uso de la solución general apoyará un mejor diseño en la suspensión.

Dirección

Los sistemas de dirección requieren de un análisis del ángulo de dirección que puede hacerse de varias maneras; sin embargo, el diseño más utilizado es el diseño de Ackerman que proporciona el diseño más robusto en los sistemas de dirección.

Según la aplicación del sistema general de Ackerman (Stone, 2004) el radio de giro requerido y la distancia entre ejes del vehículo proporciona los elementos para calcular la dirección, los ángulos de camber y los ángulos caster (figura 5).

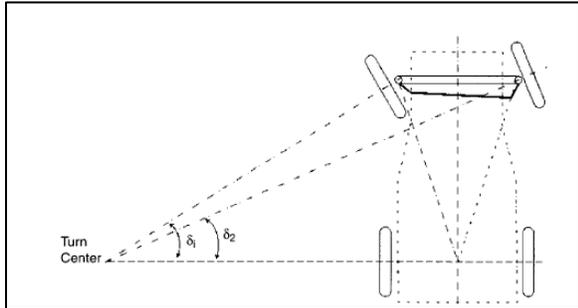


Fig. 5. Base del sistema de dirección de Ackerman.

RESULTADOS

Caja de cambios

El conjunto ensamble del eje se analizó utilizando tres cargas de corte mencionados anteriormente. Los valores de tensión del esfuerzo cortante obtenidos para cada uno de los valores de torsión se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Valores de torsión

Torsión	Esfuerzo cortante
T1	237.2
T2	170.0
T3	135.1

El resultado obtenido muestra una fluctuación de la tensión de esfuerzo cortante de 102 MPa. De acuerdo con el valor de esfuerzo cortante medio obtenido de la especificación normal de estrés $\tau_y = 348MPa$, los valores de esfuerzo

cortante calculados parece estar bien. Ahora la evaluación del factor de seguridad y utilizando el área bajo el esfuerzo de $(0.07 plg^2)$ es la siguiente :

$$\tau/FS = V/A \quad (9)$$

Después de la evaluación de cada una de las cargas de esfuerzo, el factor de seguridad muestra en la tabla 3.

Tabla 3. Factor de seguridad

Torsión	Factor de seguridad
T1	1.5
T2	2.0
T3	2.6

Después de evaluar el factor de seguridad fluctuante 1.5-2.6 , se observa que 1.5FS bajo una carga fluctuante puede convertirse en una condición de fatiga que será fundamental para la parte de durabilidad de la pieza. Puesto que el esfuerzo cortante se ha obtenido con la mitad de los valores normales de estrés, si los valores de la tensión de corte se toman más de cerca, se puede estimar el valor medio de estrés, por lo que el uso de los valores de la tabla 3, el valor medio de la tensión se calcula como:

$$\frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \tau_m \quad (10)$$

El valor es $\tau_m = 186.1$ MPa, que se hallan completamente dentro del valor τ_y . Esto debería asegurar que el conjunto del eje no debe fallar. Sin embargo, fracasó debido al esfuerzo cortante de carga antes de las 50 horas de durabilidad estimadas.

Otro elemento en la consideración valores de tensión es el S_e , que es el estrés de resistencia a la fatiga que proporcionará una comparación del valor frente al criterio de Goodman. Dado que no hay datos disponibles para el 4140, se usaron los valores del modelo 4340, que son muy similares a nuestro acero. Como el esfuerzo cortante es $\frac{1}{2}$ de la tensión normal según Mohr vamos a utilizar estos datos a nuestro

estimado promedio y valores de tensión de S_e' . El valor de S_e' es de 361.9 MPa. El valor establecido es $S_{se} = 221,3$ MPa. La grafica de este valor estará en la figura 6, donde se representan todos los datos. Para determinar los valores medios o de estrés de rango medio, utilizará todos estos valores para construir el diagrama de fatiga y comparar el valor medio del esfuerzo cortante en contra de la S_{sa} y S_{se} (figura 6).

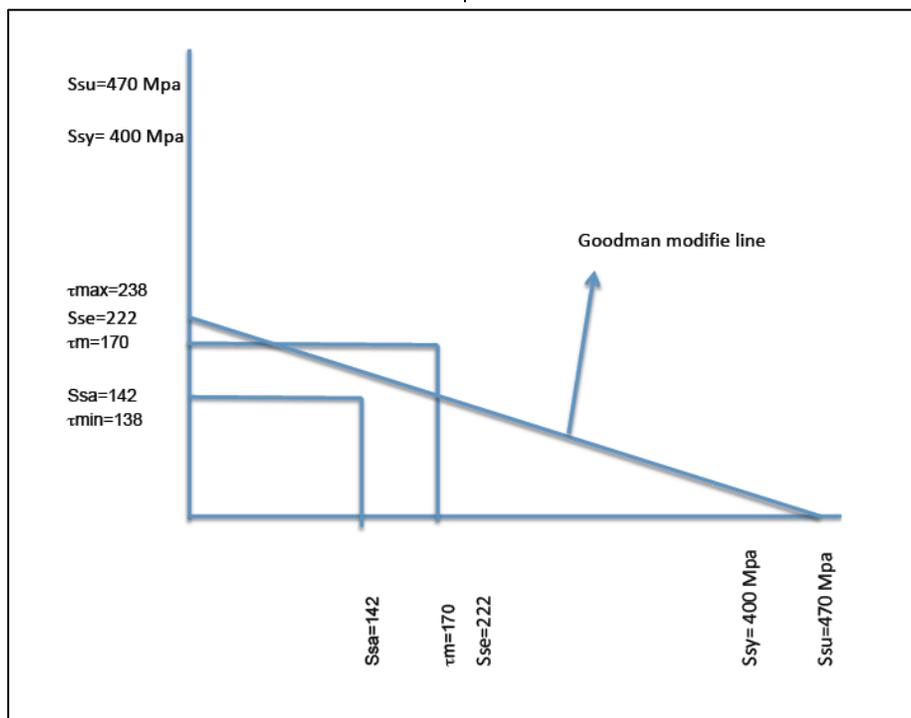


Fig. 6. Gráfica de líneas modificadas de Goodman para la aproximación de fatiga en el comportamiento de esfuerzo de corte.

La figura muestra los valores de la S_{sa} y τ_m que se intersecta con S_{sy} y el criterio Goodman, sin embargo la parte aún fallo, esto llevó a considerar que bajo cargas fluctuantes otro enfoque puede ser necesario.

Continuando con el análisis de los valores de corte bajo cada uno de los puntos

clave, se ha estimado para determinar ya sea que el diseño inicial se haya basado en la carga estática pura o la carga variación fue tomada en el análisis completo. El valor S_a tomada de ec. 4

$$S_{sa} = (1 - S_m/S_{sy}) S_{se} \quad (11)$$

El valor obtenido es $\tau_a = S_{sa} = 142$ MPa, que también conduce a un

rendimiento seguro en comparación con los valores de tensión de la Sse.

El análisis nos proporciona que se requiere un cambio en la ranura.

Suspensión y dirección

Dirección

El diseño de la suspensión y la dirección estaba utilizando la base actual de la rueda y la parte delantera y la vía trasera del vehículo, que son :

Distancia entre ejes: 60 pulgadas

Vía delantera: 50 pulgadas

Vía trasera: 56 pulgadas

Estas dimensiones proporcionan el cálculo de ángulo de dirección y la suspensión de la siguiente manera:

$$\delta_o = \frac{L}{R + \frac{T}{2}} \quad (12)$$

$$\delta_i = \frac{L}{R - \frac{T}{2}} \quad (13)$$

Dónde :

δ = ángulo de dirección

L = distancia entre ejes

R = radio de giro

T = anchura de vía

Resultados

$$\delta_1 = 39.5$$

$$\delta_2 = 38.3$$

Este ángulo es para la dinámica de baja velocidad, para cualquier velocidad y dirección neutra el ángulo es:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (14)$$

Donde, K es el ángulo de dirección bajo y a_y = Aceleración lateral en la rueda. Como la dirección neutra se considera $K = 0$, entonces el nuevo ángulo se convierte en:

$$\delta_1 = 28.65 = \delta_2$$

El ángulo actual es de 22 grados que está por debajo de cálculo real .

Suspensión

Una evaluación de componentes comerciales fue requerido en el sistema de suspensión de un vehículo actual para asegurar problemas de amortiguación y la junta de esfera se evita el fracaso final. De esta consideración se seleccionó un sistema de suspensión de un vehículo todo terreno para dos factores principales:

Capacidad de carga. Según los cálculos preliminares el vehículo que utiliza la suspensión tiene un peso de 687 libras, un 25 % de más peso y 50 % de mayor velocidad. El cambio producido en el diseño permite que el vehículo tenga un mejor rendimiento sin fallas.

CONCLUSIONES

El nuevo rediseño de los sistemas analizados cumplió con los objetivos propuestos. Los resultados en el rendimiento fueron los siguientes en algunas de las categorías:

Maniobrabilidad. No hay fallas en la dirección, las curvas, la manipulación, el cojín de la resbalón y agarre a la carretera.

Pista y suspension. La suspension no present fallas por encima de la prueba de 50 hrs. El tiempo continuo en la prueba fue de 4 horas .

Caja de cambios. El eje modificado mostro el desempeño esperado sin fallas. Sin embargo, un nuevo diseño se debe considerar para un engranaje más ligero para reducir el peso.

Las consideraciones de diseño deben visualizar el comportamiento del conjunto en diferentes escenarios de carga. El diseño preliminar deberá ser validado antes de prototipo se construye desde fallos en la prueba serán más caros debido a los costos de remolque y reparación. En el diseño también debe ser considerado el servicio, ya que en los vehículos a largo plazo se requiere de un servicio de programación y reparación.

REFERENCIAS

Briggs & Straton (2012).
www.Briggs&Straton.com

Budynas-Nisbett. (2006) Shigley's Mechanical engineering design. 8th edition, McGraw-Hills Creveling C. M. (1997). Tolerance Design. A handbook for developing optimal specifications. Addison Wesley.

Dowling, N. E. (2004). Mean stress effects in stress-life and strain-fatigue. Society of automotive engineers F2004/51

Mott, R. I. (2007). Applied strength of materials. 5th edition Pearson 2007

Rothbart, H and Brown, T. H. (2006). Handbook of mechanical Design. 2nd edition. McGraw- Hill 2006

Stone, R. Ball, J. K. (2004). Automotive Engineering Fundamentals SAE.

UACJ. (2011). Indios baja SAE design report 2011. Universidad Autonoma de Ciudad Juarez.